

Influencia de la viscosidad en el desgaste por fatiga en contactos de rodadura de lubricantes sintéticos poliglicoles

A. Hernández Battez*, E. Fernández Rico, A. Osorio Zapico**, D. García Cuervo**.**

*Centro de Estudios y Desarrollo de la Oleohidráulica y la Neumática (CEDON)

Universidad de Cienfuegos. Carretera a Rodas, km 4. Cuatro Caminos. Cienfuegos, Cuba.

Teléf.: (34) 98-5182669. Fax: (34) 98-5182433.

Email: antolin@correo.uniovi.es

** Universidad de Oviedo. Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación.

Área de Ingeniería Mecánica. Edificio Dptal. Zona Oeste. Campus de Viesques. s/n 33204

Gijón, Asturias. España. Teléf.: (34) 98-5182058. Fax: (34) 98-5102060.

(Ponencia recibida para ser presentada en el 2º Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, ISPJAE, Ciudad de la Habana, Septiembre 2000)

Resumen

En este trabajo se evalúa la vida a fatiga en contactos de rodadura de bolas de acero AISI 52100 de tres aceites sintéticos poliglicoles (P.A.G.-9, P.A.G.-12 y BREOX-B-135X) con viscosidades de 9, 12 y 21 cSt a 100°C, respectivamente. La evaluación del mecanismo de fallo se realiza mediante ensayos de rodadura en la máquina de cuatro bolas Seta-Shell modificada para ensayos de Extrema Presión. Una vez realizados los ensayos (de acuerdo con la norma IP-300/82/87), con los aceites descritos, se determinan las gráficas de vida a fatiga utilizando la ley probabilística de Weibull para mínimos, calculando los valores de L_{10} (probabilidad de fallo del 10 %), L_{50} (probabilidad de fallo del 50 %), L_m (vida media a fatiga) y α (pendiente de Weibull). Se realizan también las gráficas S-T (tensión- tiempo) o curvas de probabilidad a fallo constante para L_{10} y L_{50} . El trabajo evidencia la mejora significativa de la vida a fatiga al aumentar la viscosidad de los aceites utilizados. Este efecto también se produce a altas cargas.

Palabras claves: fatiga, rodadura, máquina de cuatro bolas, aceites sintéticos, poliglicoles, viscosidad, lubricación elastohidrodinámica (EHL).

1. Introducción

La Conferencia de Naciones Unidas de Medio Ambiente y Desarrollo (Río de Janeiro, 1992) alertó a toda la comunidad mundial sobre el uso efectivo y sin residuos de materiales y energía, la no-producción de residuos y emisiones y el reciclado sistemático para un desarrollo sostenible. El 65% de la contaminación ambiental tiene su origen en los motores de combustión interna y el 35% restante en la industrial. Una de las vías para reducir ambas fuentes de contaminación es el uso de lubricantes libres de materiales contaminantes [1]. Los fluidos biodegradables más comunes hoy son: los aceites vegetales, los poliglicoles, y los ésteres orgánicos [2].

Los poliglicoles (también llamados PAG o polialquilenglicoles) son una clase bien conocida de productos que se utilizan en un amplio rango de aplicaciones, incluyendo la lubricación industrial [3]. Los poliglicoles poseen ventajas respecto a otros aceites tales como: índice de viscosidad muy altos, puntos de congelación muy bajos, una alta conductividad térmica respecto a los aceites minerales, estabilidad hidrolítica, etc. Atendiendo a sus ventajas, los poliglicoles se usan en varias áreas de aplicación como: engranajes, cojinetes, aceites de circulación, compresores, industria textil, fluidos de frenos, grasas, fluidos hidráulicos resistentes al fuego, etc.

Los datos típicos encontrados en las especificaciones de los lubricantes son: la viscosidad cinemática, ν , y el índice de viscosidad, IV. Estos valores no dan suficiente

información que permita diseñar un contacto lubricado y seleccionar un lubricante óptimo [4], también es necesario poseer información acerca del comportamiento tribológico del fluido. En ocasiones se brinda información a partir de ensayos de desgaste o de extrema presión; pero nada respecto a la tendencia por parte de los fluidos a producir fallos debidos a la fatiga en las uniones de rodadura, cuando Melief [5] recomienda que para la caracterización de los fluidos biodegradables se deben llevar a cabo ensayos de vida en cojinetes.

En este trabajo se evalúa la vida a fatiga en contactos de rodadura de tres aceites sintéticos poliglicoles. La evaluación del mecanismo de fallo se realiza mediante ensayos de rodadura en la máquina de cuatro bolas Seta-Shell modificada para ensayos de Extrema Presión. Una vez realizados los ensayos (de acuerdo con la norma IP-300/82/87), con los aceites descritos, se obtuvieron las gráficas de vida a fatiga utilizando la ley probabilística de Weibull para mínimos, calculando los valores de L_{10} (probabilidad de fallo del 10 %), L_{50} (probabilidad de fallo del 50 %), L_m (vida media a fatiga) y α (pendiente de Weibull). Se realizaron también las gráficas S-T (tensión-tiempo) o curvas de probabilidad a fallo constante para L_{10} y L_{50} .

2. Procedimiento experimental

Los ensayos fueron realizados en una Máquina de Cuatro Bolas Stanhope Seta de velocidad constante (1470 rpm) a temperatura ambiente. El criterio de fallo fue la detección de picadura en cualquiera de las bolas, puesto de manifiesto por la variación en las vibraciones de la máquina. Las bolas utilizadas son de acero AISI 52100 y diámetro de 12.7 mm, las cuales son limpiadas ultrasónicamente con heptano limpio antes del ensayo y secadas con aire caliente. La norma utilizada fue la IP-300/82/87 y los tiempos transcurridos hasta el fallo fueron procesados con el programa EXTREMES, realizado por E. Castillo de la Universidad de Cantabria (España), donde se obtuvieron los gráficos Weibull de fatiga, a partir de los cuales se determinaron los valores del 10% de vida, 50% de vida, y la pendiente de Weibull.

Además de ensayar con la carga que establece la norma (600 kg), se ensayó a otras dos cargas con el objetivo de obtener las curvas de tensión-tiempo para cada lubricante. En este caso se utilizó la Teoría de Hertz para calcular las tensiones que se originan para cada carga en el contacto entre la bola superior y cada bola inferior.

3. Aceites a ensayar

Las características de los aceites a ensayar se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Propiedades de los Aceites.

Aceite	Densidad a 20°C (kg/m ³)	Viscosidad (cSt)		Índice de Viscosidad
		40°C	100°C	
PAG 9	980	50	9	>170
PAG 12	980	68	12	>180
BREOX-B-135X	1000	133	21	190

4. Resultados experimentales

Con la utilización de la Máquina de Cuatro Bolas se investigó sólo el efecto del lubricante sobre la incidencia del fallo por fatiga. Otros parámetros que influyen en la fatiga como por ejemplo la carga, el material, el tratamiento térmico, etc., fueron los mismos en todos los ensayos.

La vida media a fatiga se obtuvo hallando la media aritmética de los tiempos registrados hasta el fallo, y la pendiente de Weibull, α , de acuerdo con la expresión dada en la norma IP-300:

$$\alpha = \frac{0.8181}{\log_{10} \left(\frac{L_{50}}{L_{10}} \right)} \quad (1)$$

Los resultados generales de los ensayos aparecen en la Tabla 2.

Tabla 2. Resultados Generales.

Aceites		Carga, kg.			
		550	600	650	700
PAG 9	L_{10} (min.)	60.0	25.0	14.4	-
	L_{50} (min.)	85.0	47.0	24.1	-
	L_m (min.)	78.3	50.0	24.0	-
	α	5.40	2.98	3.67	-
PAG 12	L_{10} (min.)	60.0	30.0	21.3	-
	L_{50} (min.)	113.7	54.1	29.0	-
	L_m (min.)	115.5	56.6	31.8	-
	α	2.95	3.19	6.10	-
BREOX-B-135X	L_{10} (min.)	-	32.5	24.3	20.0
	L_{50} (min.)	-	66.0	44.1	35.0
	L_m (min.)	-	71.0	45.3	37.5
	α	-	2.66	3.16	3.37

5. Discusión

5.1 Resistencia a la fatiga.

Los resultados de los ensayos de resistencia a la fatiga de los tres aceites ensayados, según la norma IP-300, aparecen en la Figura 1.

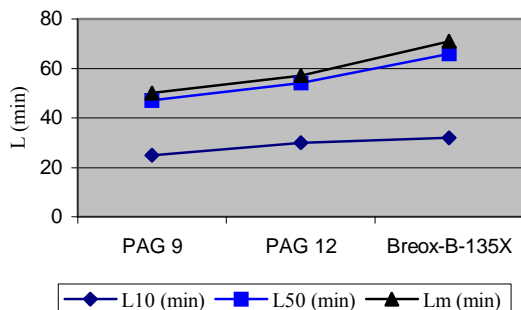


Figura 1. Resultado del Ensayo a 600 kg (Norma IP-300).

Como se aprecia, con el aumento de la viscosidad hay un aumento de la vida a fatiga. Como peculiaridad de las curvas ploteadas en la Figura 1, vemos que el aumento de la vida a fatiga no es proporcional al aumento en la viscosidad del lubricante. Esto indica que el aumento de la vida a fatiga no está sólo relacionada con el aumento de la viscosidad del lubricante.

En la determinación de los modos de fallo tales como el pitting y el scuffing juega un rol vital el espesor de película en un sistema elastohidrodinámico, una vez que dicta el grado de interacción de las asperezas y la velocidad de desgaste. Por su parte, la distribución de presión tiene una gran importancia en el estudio de las concentraciones de esfuerzos sub-superficiales en contactos EHL, las cuales afectan la vida de los componentes lubricados [6].

El espesor mínimo de la película en un contacto EHL duro es una función de la carga aplicada, de la velocidad y geometría de la superficie, la elasticidad del material, y la viscosidad a presión atmosférica, η_0 , y el coeficiente presión-viscosidad, α , del lubricante, Ecuación 2 [7, 8].

$$\frac{h}{R'} = k \left(\frac{U \eta_0}{E' R'} \right)^a (\alpha E')^b \left(\frac{W}{E' R'^2} \right)^c \quad (2)$$

Donde: E' y R' son el módulo de Young reducido y el radio de interacción de los sólidos, respectivamente; W y U son la carga aplicada y la velocidad media de las superficies, respectivamente; y las constantes a , b y c tienen valores que varían entre 0.66 y 0.74 para a , 0.5 y 0.6 para b , y alrededor de -0.1 para c . El valor de k depende sobre todo de la geometría de las dos superficies y del tipo de contacto.

Si hacemos uso de la Ecuación 2, veremos que, manteniendo los demás parámetros constantes, aunque

el salto de viscosidad de 12 a 21 cSt es 3 veces mayor que el de 9 a 12 cSt, el espesor de película aumentaría sólo poco más del doble (tomando 0.66 como valor de a) y la vida a fatiga aún menos. Esto demuestra que existen otros factores que influyen en este fenómeno.

En investigaciones realizadas en los últimos años se demuestra que existen otros parámetros que también tienen influencia en la formación de la película y en el incremento de la presión [9]. Estos parámetros son: el coeficiente temperatura-viscosidad, β ; la conductividad térmica a presión atmosférica, λ_0 ; la compresibilidad, o módulo volumétrico, B ; la capacidad calorífica por unidad de volumen, ρc_{p0} ; y el coeficiente de fricción EHL, γ , Tabla 3.

Tabla 3. Magnitud óptima [tan baja (-) o alta (+) como sea posible] de los siete parámetros para obtener efectos benéficos en la lubricación.

	η_0	α	β	ρc_{p0}	λ_0	B_0	γ
Espesor de película	+	+	-	+	-	+	
Fricción	-	-	+/-	?	+/-	-	-
Picos de presión	+/-	-	?	?	?	-	-

Como vemos la influencia de la viscosidad sobre los picos de presión en los contactos elastohidrodinámicos y por añadidura en las tensiones sub-superficiales y la fatiga, no es sencilla.

Se plantea [10] que la vida a fatiga tiene una relación directa con el espesor de película. Si observamos la relación (Ecuación 2) que se utiliza en la mayoría de los cálculos teóricos y experimentales para el cálculo del espesor de la película elastohidrodinámica (EHD), la viscosidad se debe seleccionar tan alta como sea posible para lograr una operación segura, esto es, una película gruesa de lubricante. No obstante, Pan y Hamrock [9] mostraron que el pico de presión se incrementa en la medida que aumenta η_0 , lo cual es perjudicial para la vida a fatiga.

La viscosidad misma se puede modificar dentro de un rango relativamente amplio para cada tipo de lubricante, pero el coeficiente presión-viscosidad, α , es relativamente constante dentro de cada grupo de lubricantes. De la ecuación (2) se puede observar que α es un parámetro importante para la separación de las superficies. Pero según la relación presión-viscosidad de Barus [11], Ecuación 3, con el aumento de la viscosidad de 12 a 21 cSt a 100°C hay un aumento muy grande de la viscosidad del aceite en el contacto, lo cual causará un aumento de las tensiones de cizallamiento relativas, con el consecuente incremento de la temperatura en el contacto y las tensiones de cizallamiento en la superficie.

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (3)$$

Donde: p es la presión en el contacto.

Por otro lado, el aumento de la temperatura trae como resultado una disminución del espesor de película, ya que la Ecuación 2 sólo es válida para condiciones isotérmicas.

Lo antes expuesto puede explicar por qué un aumento significativo de la viscosidad no siempre traerá un aumento proporcional de la vida a fatiga. Por otro lado, el uso de una viscosidad alta no es práctico en muchos casos, y desde el punto de vista de la fricción es detrimento [9]. La selección de la clase de viscosidad algunas veces es un compromiso entre una velocidad de desgaste y una fricción bajas; esta selección también está influenciada por la relación temperatura-viscosidad.

5.2 Curvas tensión-tiempo.

Las curvas de tensión-tiempo (S-T), Figuras 2 y 3, se plotearon a partir de los resultados que aparecen en la Tabla 2. La dispersión inherente a los resultados de fatiga, para un rango fijo indica que no sólo existe una curva S-T para cada lubricante, sino que hay una familia de curvas S-T con la probabilidad de fallo como parámetro. Estas curvas se denominan generalmente curvas de probabilidad de fallo constante [12]. En este trabajo se representan las correspondientes a L_{10} y L_{50} .

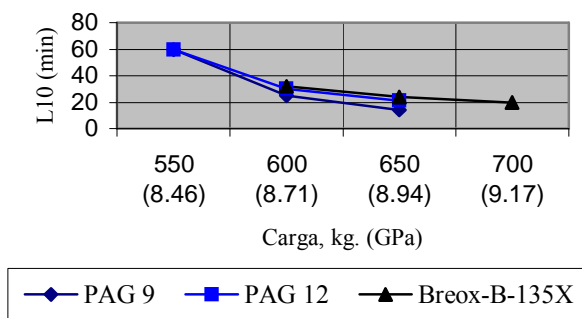


Figura 2. Curva tensión-tiempo para una probabilidad de fallo del 10%.

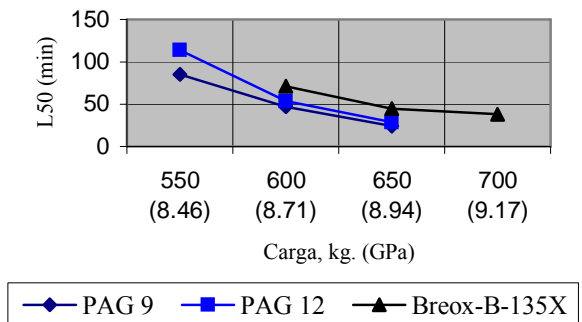


Figura 3. Curva tensión-tiempo para una probabilidad de fallo del 50%.

En las Figuras 2 y 3 también se pone de manifiesto la mejora de la vida a fatiga con el incremento de la viscosidad del lubricante. Podemos observar a su vez que a medida que la carga disminuye, se hace más evidente la mejora de la vida a fatiga, esto está dado por un cambio en las condiciones del contacto.

6. Conclusiones

Como conclusiones del trabajo se tienen las siguientes:

La vida a fatiga depende de varias propiedades de los lubricantes tales como: la viscosidad a presión atmosférica, el coeficiente presión-viscosidad, la compresibilidad, y el coeficiente de fricción EHL.

El aumento de la viscosidad del lubricante trae consigo una mejora de la vida a fatiga, pero no en la misma proporción que la mejora que se consigue en el espesor de película.

Aumentar desmedidamente la viscosidad del lubricante en aras de mejorar la vida a fatiga de los componentes mecánicos no es práctico, y desde el punto de vista de la fricción es detrimento.

La selección de la clase de viscosidad es un compromiso entre una velocidad de desgaste y una fricción bajas.

Se comprobó el aumento de la vida a fatiga con el aumento de la viscosidad del lubricante, en todo el rango de cargas ensayadas.

Sería de interés realizar en el futuro los correspondientes ensayos de fricción y desgaste con estos aceites, y así determinar cuáles deben ser las relaciones entre las características citadas en la Tabla 3 para obtener un comportamiento tribológico óptimo del lubricante.

7. Bibliografía

1. Fodor, J.; Schofield, J.: Environmentally Acceptable Lubricant. En *11th International Colloquium Industrial and Automotive Lubrication*. Esslingen 1998. pp. 317-318.
2. Dahlén, Leon.: Efficiency of Hydraulic Systems Influenced by Fluid Properties. Licentiate Thesis. Lulea University of Technology. Sweden. 1998.
3. Van Vorst, R.; Geiger, R. Polyglycols, a Base Fluid with Many Possibilities, Unnoticed for environmentally Friendly Lubricants. En *11th International Colloquium Industrial and Automotive Lubrication*. Esslingen 1998. pp. 2509-2512.
4. Kassfeldt, Elisabet; Larsson, Roland.: Base fluid parameters for EHL and friction calculations and

- their influence on lubrication capability. En *12th International Colloquium Tribology 2000 – Plus*. Esslingen 2000. pp. 1525-1536.
5. Melief, Hans M.: Proposed Hydraulic Pump Testing for Hydraulic Fluid Qualification. En *Tribology of Hydraulic Pump Testing, ASTM STP 1310, George E. Totten, Gary H. Kling and Donald J. Smolenski, Eds.*, American Society for Testing and Materials, 1996, pp. 200-207.
 6. Jolkin, Alexei; Larsson, Roland.: Film Thickness, Pressure Distribution and Traction in Sliding EHL Conjunctions.
 7. Höglund, Erik. Influence of lubricant properties on elastohydrodynamic lubrication. *Wear* 232 (1999) 176-184.
 8. Luque Rodríguez, P. et. al.: Espesor de Película Elastohidrodinámica en la Máquina de Cuatro Bolas con Aceites Minerales y Sintéticos a Diferentes Niveles de Carga. En XII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. España, 1997.
 9. Kassfeldt, Elisabet; Larsson, Roland.: Base fluid parameters for EHL and friction calculations and their influence on lubrication capability. En *12th International Colloquium Tribology 2000 – Plus*. Esslingen 2000. 1525-1536.
 10. Arnsek, A.; Vizintin, J.: Pitting Resistance of Rapeseed-Based Oils. En *12th International Colloquium Tribology 2000 - Plus, Vol. 1*, ed. W. Bartz. Esslingen, Alemania. January 11-13, 2000, pp. 143-148.
 11. *Tribology Data Handbook*. Edited by Richard Booser, USA, 1997.
 12. García Cuevo, D.: Influencia de Lubricantes Minerales y Sintéticos en el fallo de Fatiga de Elementos en Contacto de Rodadura. Tesis Doctoral. Universidad de Oviedo, España, 1995.

Influence of the viscosity in the fatigue wear in rolling contacts of synthetic polyglycols lubricants

Abstract:

In this work is evaluated the fatigue life in rolling contacts of steel balls AISI 52100 of three synthetic polyglycols oils (P.A.G. -9, P.A.G. -12 and BREOX-B-135X) with viscosities of 9, 12 and 21 cSt at 100°C, respectively. The evaluation of the failure mechanism is carried out by means of rolling rehearsals in the four balls Seta-Shell modified machine for rehearsals of extreme pressure. Once the rehearsals are carried out (in accordance with the norm IP-300/82/87), with the described oils, the graphs of fatigue life are determined by means of the Weibull probabilistic law for minimum, calculating the values of L10 (probability of failure of 10%), L50 (probability of failure of 50%), Lm (half life to fatigue) and α (Weibull slope). They are also carried out the graphic S-T (tension - time) or constant failure probability curve for L10 and L50. The work evidences the significant improvement of the fatigue life when increasing the viscosity of the used oils. This effect also takes place at high loads.

Key words: fatigue, rolling, four balls machine, synthetic oils, polyglycols, viscosity, elastohydrodynamic lubrication (EHL).